

УДК 621.181.182

**СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ЖАРОТРУБНЫХ КОТЛОВ**

С.А. Хаустов, А.С. Заворин

Томский политехнический университет

E-mail: : [khaustovSA@tpu.ru](mailto:khaustovSA@tpu.ru)

**Хаустов Сергей Александрович**, ассистент кафедры парогенераторостроения и парогенераторных установок Энергетического института ТПУ.

E-mail: [khaustovsa@tpu.ru](mailto:khaustovsa@tpu.ru)

Область научных интересов: численное моделирование процессов горения и теплообмена в топках котлов.

**Заворин Александр Сергеевич**, д-р техн. наук, зав. кафедрой парогенераторостроения и парогенераторных установок Энергетического института ТПУ

E-mail: [zavorin@tpu.ru](mailto:zavorin@tpu.ru)

Область научных интересов: энергетические технологии топливосжигания, теплофизические процессы в трактах котельных установок, диагностика и надежность энергетического оборудования.

Котельная техника малой мощности представлена на российском рынке двумя основными типами котлов: водотрубными и жаротрубными. Ряд преимуществ, характерный для жаротрубных котлов относительно небольшой мощности, совместно с другими причинами экономического и организационного характера привели к расширенному применению котлоагрегатов такого типа. В XX веке использование жаротрубных котлов было ограничено в связи с рядом аварий, причиной которых стали ошибки при проектировании и конструировании. Такие ошибки косвенно указывают на фактические недоработки расчетных методик конструирования жаротрубных котлов, а также на сложность реальных теплофизических процессов, происходящих в газовоздушном и водяном трактах. Вследствие недостаточной научной проработки вопроса конструирования котлов такого типа отсутствует единая нормативно-расчетная база для их инженерного расчета. В статье приведены факторы, влияющие на надежность жаротрубных котлов. Рассмотрены подходы к проектированию жаротрубных котлов с учетом этих факторов. Проанализированы возможные пути уточнения или адаптации существующей методики расчета экранированных топков котельных агрегатов применительно к жаровым трубам котлов малой мощности. С применением основного уравнения теории Я.Б. Зельдовича и Д.А. Франк-Каменецкого показана необходимость определения или обоснованного задания температуры факела.

**Ключевые слова:**

Теплоэнергетика, малая энергетика, отопительные системы, жаротрубный котел, проектирование, надежность.

**Введение**

Значительные объемы нового строительства, привлечение к этому малых предприятий и частных инвесторов обусловили на многих строящихся объектах в России применение автономных отопительных котельных, оборудованных преимущественно водогрейными котельными агрегатами малой мощности (до 30 МВт). Отличительной особенностью таких котельных являются сокращение сроков их ввода в эксплуатацию, низкая себестоимость и экономически выгодное содержание. Оборудование в них работает в автоматическом режиме, отчего, как правило, не требует постоянного контроля оператора.

Эти преимущества совместно с другими причинами экономического и организационного характера привели к расширенному применению паровых и водогрейных котлов относительно небольшой мощности.

Котельная техника малой мощности представлена на российском рынке двумя основными типами котлов: водотрубными и жаротрубными. Водотрубные котлы определенное время были основным типом котлов, производимых в России и странах СНГ. Они относительно малоинерционны и поэтому быстро запускаются в работу, обладают высокой взрыво-

безопасностью, легко регулируются в соответствии с изменениями нагрузки и допускают значительную перегрузку.

Для надежной работы всей трубной системы водотрубного котла необходимо строгое соблюдение гидравлического режима движения теплоносителя. Скорость движения теплоносителя должна быть по известным зависимостям не менее 1,25–1,35 м/с [1], причем не только при номинальной нагрузке, но и во всех промежуточных режимах работы с частичной или даже минимальной мощностью, что обуславливает достаточно высокое гидравлическое сопротивление водотрубного котла. Тем не менее организованная гидродинамика в трубных водяных контурах дает существенные преимущества водотрубным котлам: позволяет обеспечить необходимый температурный режим теплоносителя и уменьшить негативные процессы загрязнения теплопередающих поверхностей.

Конструктивно водотрубные котлы значительно сложнее жаротрубных аналогов. Они состоят из многих агрегатов и узлов, в соединениях которых должны быть исключены какие-либо неплотности, особенно при высоких значениях давления и температуры. Кроме того, к агрегатам таких котлов, обычно работающих под давлением, затруднен доступ при ремонте.

В большинстве случаев водотрубные котлоагрегаты поставляются в виде нескольких укрупненных блоков, что требует дополнительных затрат при доставке котла, его сборке и монтаже на строительной площадке. Этому недостатка лишены жаротрубные водогрейные котлы, полностью изготавливаемые в заводских условиях и поставляемые в виде компактной моноблочной конструкции, что, в свою очередь, существенно упрощает монтаж оборудования в котельной.

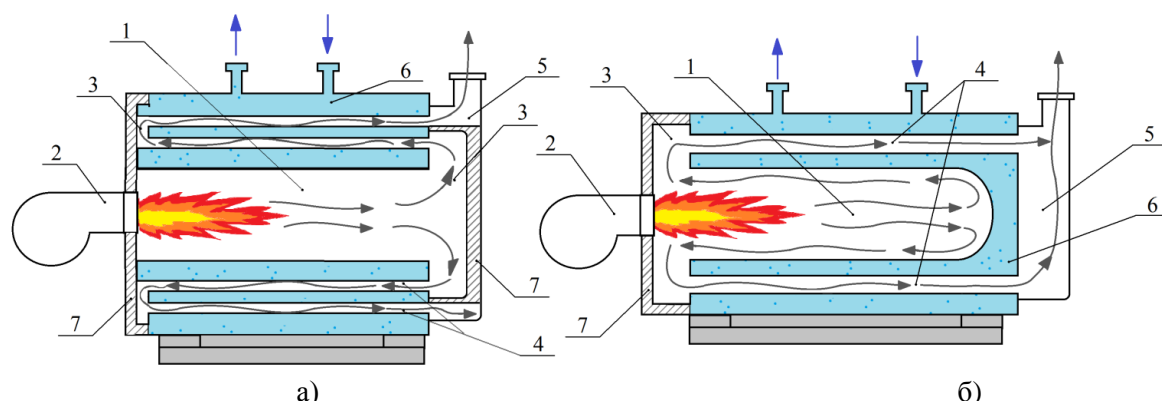
Таким образом, в диапазоне производительности до 30 МВт жаротрубные котлы имеют целый ряд неоспоримых преимуществ перед водотрубными. Подавляющее большинство мировых производителей котлов малой мощности уже десятки лет ориентируются на выпуск именно жаротрубных котлов. В последние годы котлы такого типа получили широкое распространение в России и странах постсоветского пространства для установки в строящихся и реконструируемых котельных или взамен водотрубных котлов. Кроме того, намечаются потребности в малых ТЭЦ, укомплектованных соответствующими котлами.

### **Конструктивная схема жаротрубных котлов**

Конструкция топки жаротрубного котла существенно отличается от топок серийно выпускаемых в Российской Федерации промышленных водогрейных и паровых котлов.

Конструктивная схема жаротрубного котла (рис. 1) предполагает размещение в водяном объеме 6 цилиндрической жаровой трубы 1 и конвективного пучка дымогарных труб 4. Топливовоздушная смесь в топку поступает за счет дутья, создаваемого вентилятором, встроенным в горелочное устройство 2.

Компоновку котлов такого типа принято классифицировать как двух- и трехходовую. Первым ходом считается развитие факела и движение продуктов сгорания по топочному объему, которое, в свою очередь, бывает без разворота факела – проточным (рис. 1, а) – и с разворотом факела на 180° в тыльной части жаровой трубы для тупиковых топок (рис. 1, б). Далее двухходовые схемы предполагают один ход продуктов сгорания по конвективным жаровым трубам (рис. 1, б), а трехходовые (рис. 1, а) – два хода с разворотом продуктов сгорания между пучками дымогарных труб на 180°. Конструкция трехходового котла по сравнению с двухходовым имеет большую конвективную поверхность нагрева (дымогарных труб) и за счет этого позволяет увеличить глубину охлаждения дымовых газов.



**Рис. 1.** Конструктивная схема котла с проточной (а) и тупиковой (б) жаровой трубой: 1 – жаровая труба; 2 – горелка; 3 – поворотная камера; 4 – конвективный пучок дымогарных труб; 5 – сборный дымовой короб; 6 – водяной объем; 7 – изоляция

Использование тупиковых жаровых труб с так называемым реверсивным факелом имеет ряд преимуществ по отношению к проточной конструкции. Во-первых, при развороте факела обеспечивается интенсификация конвективного теплообмена в топке и достигается равномерное распределение тепловых потоков через поверхность стен жаровой трубы [2–4]. Во-вторых, за счет активной рециркуляции части продуктов сгорания к корню факела горелки снижается эмиссия оксидов азота. И, в-третьих, фиксация тупиковой жаровой трубы на трубной доске лишь с одного конца обеспечивает независимую самокомпенсацию тепловых расширений топки.

Однако котлы с тупиковыми жаровыми трубами в силу некоторых особенностей теплофизических процессов в реверсивном факеле требуют более тщательной проработки на этапе проектирования. Недостаточная мощность дутьевого вентилятора, чрезмерно высокое разрежение за топкой и ряд других неверных конструкторских решений при проектировании и наладке котлов с реверсивными топками могут привести к преждевременному развороту факела вблизи горелки [2, 3]. При этом происходит затягивание факела в конвективную часть, вследствие чего трубная доска конвективного пучка оказывается в чрезвычайно форсированном тепловом режиме, зачастую приводящем к ее перегреву и последующему короблению с разрывами сварных швов.

### Факторы, влияющие на надежность жаротрубных котлов

Важнейшие недостатки жаротрубных конструкций обусловлены малой скоростью движения теплоносителя во внутреннем водяном объеме котла, имеющем большое расчетное сечение для движения котловой воды. Это приводит к неорганизованной внутренней циркуляции со скоростями, соответствующими естественной конвекции, порядка 0,01–0,02 м/с, а в некоторых зонах водяного объема и того ниже.

Такая гидродинамика жаротрубных котлов объясняет необходимость глубокого умягчения воды во избежание загрязнения поверхностей нагрева накипью и шламовыми отложениями. Большой массовый расход теплоносителя при низкой скорости его движения приводит к интенсивному выпадению взвешенных частиц шлама как в нижней части водяного объема, так и на верхней образующей жаровых труб. Отложения прежде всего влияют на эффективность теплопередачи от дымовых газов к теплоносителю и, следовательно, приводят к росту температуры на выходе из котла, чем снижают мощность и КПД котла.

Кроме того, температура металла стенки трубы, покрытой шламовыми отложениями, повышается, что ведет к перегреву стенки трубы. Термические расширения вследствие неравномерного распределения температуры металла приводят к увеличению напряжений на мостиках трубной доски между соседними отверстиями, что, в свою очередь, является причиной деформаций и трещин.

Предельные значения тепловых напряжений поверхностей нагрева по условиям недопущения пристеночного вскипания воды в жаротрубных котлах гораздо ниже, чем у водотруб-

ных котлов, и являются основным фактором, определяющим надежную и безаварийную работу всей котельной установки.

Рабочее давление воды в котле следует держать не ниже 0,4 МПа с целью недопущения кипения. При работе котла на расчетные параметры горячей воды с температурой 95 °С в некоторых областях водяного объема наблюдаются значения температуры 130–145 °С. Вскипание воды при этом не только не смывает шлам на верхней образующей жаровых труб, но и интенсифицирует формирование локальных отложений, т. е. фактически уплотняет и увеличивает толщину слоя накипи.

Таким образом, для надежной работы жаротрубного котла необходимо обязательно поддерживать гидравлический режим с расчетным расходом теплоносителя, чтобы во всех режимах работы обеспечить требуемую рециркуляцию теплоносителя для исключения накипеобразования и низкотемпературной коррозии в хвостовых поверхностях нагрева котла.

### **Подход к проектированию жаротрубных котлов**

В прошлом столетии использование жаротрубных котлов было ограничено в связи с рядом аварий, причиной которых стали ошибки при проектировании и конструировании. Такие ошибки косвенно указывают на фактические недоработки расчетных методик конструирования жаротрубных котлов, а также на сложность реальных теплофизических процессов, происходящих в газоздушном и водяном трактах. Рассматриваемые вопросы напрямую касаются проектирования жаротрубных котлов, при котором помимо вышеозначенной организации гидравлического режима необходимо обеспечить минимальное аэродинамическое сопротивление газового тракта, оптимальные характеристики горения и экологичность работы котла. При этом, оценивая качество жаротрубного котла, нужно учитывать не только материалы и технологии изготовления, но и конструктивные решения.

Зарубежный опыт показал, что широкое внедрение средств автоматизации и приборов безопасности позволяет обеспечить достаточно высокую надежность жаротрубных котлов. Как правило, в автоматизированных жаротрубных котлах управление мощностью горелки осуществляется по температуре теплоносителя на выходе из котла, и с целью уменьшения эксплуатационных затрат при регулировании происходят частые включения-выключения котла. В свою очередь, при переменных режимах эксплуатации наличие жесткого корпуса и бескомпенсационных по термическому удлинению трубных досок с жесткой сваркой прямых дымогарных труб приводит к повышенным напряжениям из-за некомпенсированной термической деформации. Таким образом, должны быть выработаны рекомендации с учетом нестационарности режима работы таких котлов.

### **Определение габаритов факела**

Важнейшей особенностью жаротрубных котлов малой мощности являются тепловые режимы топок, обусловленные масштабным переходом к малым геометрическим размерам камеры сгорания. Это изменяет соотношение площади поверхности топки к ее объему, следствием чего является тот факт, что в жаротрубных котлах теплонапряжение топочного объема в несколько раз превышает допустимое для мощных котельных агрегатов значение – 220 кВт/м<sup>3</sup> [5]. Например, для отечественного котла с тупиковой топкой ТТ-500, согласно паспорту, объемная тепловая нагрузка составляет 460 кВт/м<sup>3</sup> [6], а для котлов с проточной жаровой трубой серии ТТС – 1440 кВт/м<sup>3</sup> [7]. При таком высоком объемном тепловом напряжении определяющей характеристикой топочного устройства жаротрубных котлов является дальнобойность единственной горелки: должен быть исключен даже локальный наброс факела на стены топки во всех режимах работы котла. Если факел касается поверхности жаровой трубы, то из-за прерывания цепной реакции на стенках не достигается максимальная температура, что приводит к недожогам горючих газов и интенсивному оседанию сажи на стенках топки и дымогарных труб. Таким образом, актуальной задачей конструирования жаровых труб становится согласование топочного объема с габаритами факела горелки.

Определение габаритов факела возможно с привлечением кинетики реакций и других основных факторов, дающих возможность выявить время, необходимое для завершения процесса горения до намеченной полноты сгорания.

В соответствии с принципом Михельсона масса смеси, сгоревшей во фронте пламени, равна количеству смеси, поступающей к фронту пламени. Т. е. для обеспечения стабильного горения топливовоздушная смесь к зоне воспламенения должна поступать со скоростью, равной скорости распространения пламени [8]. За длину факела с достаточной точностью можно принять координаты точки на оси горелки, в которой соблюдается это условие:

$$\omega_{\text{см}} = -U,$$

где  $\omega_{\text{см}}$  – осевая составляющая скорости движения топливовоздушной смеси, поступающей к фронту горения (м/с);  $U$  – направленная в противоположном направлении скорость распространения пламени (м/с), которая определяется скоростью химической реакции горения. На практике в качестве основной характеристики горения газа принято считать пропорциональную  $U$  величину – скорость нормального распространения пламени  $U_{\text{н}}$ , м/с, которая, согласно основному уравнению теории Я.Б. Зельдовича и Д.А. Франк-Каменецкого, рассчитывается по формуле [9]

$$U_{\text{н}} = \frac{1}{\rho_0 \cdot c_p (T_{\text{ф}} - T_0)} \cdot \sqrt{2 \cdot \lambda \cdot Q_{\text{г}} \cdot \int_{T_0}^{T_{\text{ф}}} w_{\text{г}} dT}, \quad (1)$$

где  $T_{\text{ф}}$ ,  $T_0$  – соответственно температура факела и поступающей к нему топливовоздушной смеси, К;  $\rho_0$  – плотность свежей топливовоздушной смеси, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности топочной среды при температуре  $T_{\text{ф}}$ , Вт/(м·К);  $c_p$  – средняя теплоемкость в зоне активного горения, Дж/К;  $Q_{\text{г}}$ ,  $w_{\text{г}}$  – соответственно тепловой эффект и скорость реакции горения.

Скорость реакции второго порядка согласно названной теории выражается как [9]

$$w_{\text{г}} = k_0 \cdot c_a \cdot c_b \cdot e^{-\frac{E_A}{RT_{\text{ф}}}},$$

а её интеграл по температуре [9]:

$$\int_{T_0}^{T_{\text{ф}}} w_{\text{г}} dT = k_0 \cdot c_a \cdot c_b \cdot e^{-\frac{E_A}{RT_{\text{ф}}}} \cdot \frac{RT_{\text{ф}}^2}{E_A},$$

где  $c_a$ ,  $c_b$  – соответственно молярная концентрация горючего и окислителя в зоне реакции, моль/м<sup>3</sup>;  $k_0$  – константа скорости химической реакции, м<sup>3</sup>/(с·моль);  $E_A$  – энергия активации (для реакции окисления метана  $E_A = 167,4$  кДж/моль);  $R$  – универсальная газовая постоянная (8,31 Дж/моль·К). Подстановкой полученного выражения в формулу (1) получаем:

$$U_{\text{н}} = \frac{T_{\text{ф}} \cdot e^{-\frac{E_A}{2RT_{\text{ф}}}}}{\rho_0 \cdot c_p (T_{\text{ф}} - T_0)} \cdot \sqrt{2 \cdot \lambda \cdot Q_{\text{г}} \cdot k_0 \cdot c_a \cdot c_b \cdot \frac{R}{E_A}}. \quad (2)$$

В применении к конкретной химической реакции горения выражение под корнем – квазипостоянная величина, а вся формула (2) выражает зависимость скорости нормального распространения пламени  $U_{\text{н}}$  от температуры в ядре горения  $T_{\text{ф}}$ .

Следует также отметить, что скорость нормального распространения пламени, рассчитанная по уравнению (2), является характеристикой ламинарного горения, а в жаровых трубах рассматриваемых типов котлов движение топочной среды будет иметь турбулентный характер. Скорость распространения пламени в такой среде зависит не только от физико-химических параметров смеси, но и от параметров турбулентности потока. Однако при высоких числах Рейнольдса в исследуемых жаровых трубах наблюдается так называемое автомодельное движение газов, т. е. независимость характера движения топочной среды от числа Рейнольдса. В этих условиях с изменением избытка воздуха и нагрузки интенсивность турбулентности остается постоянной и, следовательно, уравнение (2) может с приемлемой точностью использоваться для оценки влияния кинетических характеристик и режимных параметров на габариты факела.



### Инженерный тепловой расчет жаротрубных котлов

Практика инженерного расчета жаротрубных котлов имеет такую особенность, как отсутствие четкой нормативно-расчетной базы. Отмеченные ранее особенности конструкции жаротрубного котла вызывают затруднения при расчете теплообмена как в конвективных поверхностях нагрева, так и в топке. В основе большинства известных подходов [10] лежит метод конечных элементов, который подразумевает установку специального программного обеспечения и требует значительного количества времени для задания граничных условий и проведения расчетов. Это делает невозможным применение таких методик для решения оптимизационных задач, требующих перебора и обсчета большого количества вариантов конструктивных схем.

Одна из конструкторских задач, не имеющих четкой методологии решения, – задача правильного определения объема топочной камеры. Для создания компактных, экономичных и высокопроизводительных жаротрубных котлов возможным путем является уточнение или адаптация существующей методики расчета экранированных топок котельных агрегатов [5] применительно к жаровым трубам. При расчете жаротрубных котлов малой мощности по нормативному методу [5] возникает недопустимо большая погрешность, так как он разрабатывался для расчетов крупных (энергетических) котельных агрегатов и требует задания ряда эмпирических поправок, известных только для отработанных типов котлов. Так, например, коэффициент  $\zeta$ , который в нормативной методике учитывает снижение тепловосприятия поверхности нагрева при её загрязнении или закрытии изоляцией, следуя [5], в котлах на газообразном топливе рекомендуется принимать равным 0,65. Авторы одной из методик [11] в связи с отсутствием с газовой стороны каких-либо загрязнений значение этого коэффициента задают в интервале 0,8...1,0. Однако, как уже было отмечено, помимо отложений в газозооном тракте на стенках дымогарных труб со стороны теплоносителя оседает большое количество шламовых частиц, которые значительно влияют на эффективность теплопередачи. Очевидно, что термическое сопротивление этих отложений должно учитываться коэффициентом  $\zeta$  в первую очередь.

Кроме того, при определении местоположения максимума температур в топке жаротрубного котла следует учитывать, что топка имеет цилиндрическую форму, а горелка расположена на горизонтальной оси жаровой трубы. Приведенные в [2] результаты численного эксперимента демонстрируют, что по мере увеличения параметра крутки топливовоздушного потока в горелочном устройстве ядро горения смещается к фронту котла, что в реверсивной топочной камере влечет за собой увеличение температуры покидающих топку продуктов сгорания, а в проточной, наоборот, ведет к её снижению. Таким образом, относительное положение максимума температур в реверсивном факеле должно определяться как отношение расстояния от днища топки до ядра горения к общей длине топочной камеры. А при проточной конструкции – наоборот, как отношение расстояния от устья горелки до ядра горения к общей длине топочной камеры.



Рис. 2. Схема распределения температуры в факеле [12]

Согласно экспериментальным данным, максимальной температурой будут обладать покидающие факел продукты сгорания [12]. В проточной жаровой трубе, где топочная среда дви-

жестя по линейным траекториям от горелки к выходному окну, температурный максимум локализуется в определенной области на границе факела (рис. 2). Аэродинамика реверсивного факела, в отличие от этого, имеет более сложную структуру и включает в себя взаимодействие прямого хода топливоздушнoй струи и обратного хода продуктов сгорания. При этом зона активного горения равномерно заполняет большую часть топочного пространства, а объемное распределение температуры выравнивается, в связи с чем в тупиковых жаровых трубах затруднительно определение положения температурного максимума.

### Выводы

Показано, что вследствие недостаточной научной проработки вопроса конструирования жаротрубных котлов отсутствует четкая нормативно-расчетная база. Существующая методика расчета экранированных топок котельных агрегатов содержит большое количество эмпирических коэффициентов и поправок, требующих уточнения применительно к жаровым трубам. Кроме того, при обосновании выбора конструкции жаротрубного котла следует учитывать нестационарный режим его работы.

Приведены основные факторы, влияющие на надежность работы жаротрубного котла. В их числе соблюдение определенного гидравлического режима: расчетный расход теплоносителя и предельные значения тепловых напряжений поверхностей нагрева не должны допускать пристеночного вскипания воды во избежание перегрева металла и накипеобразования.

В связи с высоким объемным тепловым напряжением в жаровых трубах определяющей характеристикой топочного устройства малой мощности является дальнoбойность единственной горелки. Расчетные габариты факела должны исключать даже локальный его наброс на стены топки во всех режимах работы котла. С применением основного уравнения теории Я.Б. Зельдовича и Д.А. Франк-Каменецкого показана необходимость определения или обоснованного задания температуры факела.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Локшин В.А., Петерсон Д.Ф., Шварц А.Л. – Гидравлический расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). – М.: Энергия, 1978. – 256 с.
2. Хаустов С.А., Заворин А.С., Фисенко Р.Н. Численное исследование процессов в жаротрубной топке с реверсивным факелом // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 322. – № 4. – С. 43–47.
3. Хаустов С.А., Заворин А.С. Численное исследование аэродинамики жаротрубной топки с реверсивным факелом // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 323. – № 4. – С. 5–8.
4. Хаустов С.А., Заворин А.С. Численное исследование аэродинамики топочной среды в жаротрубном котле типа «Турботерм» // Промышленная энергетика. – 2014. – № 1. – С. 11–14.
5. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
6. Турботерм (110–3150 кВт). Технические характеристики котлов серии ТТ. – URL: <http://remeks.ru/products/boilers/turboterm/#TTGth>
7. Турботерм-Стандарт (250–1000 кВт). Технические характеристики котлов серии ТТС. – URL: <http://remeks.ru/products/boilers/turboterm-standard/#TTGth>
8. Ильяшенко С.М., Талантов А.В. Теория и расчет прямоточных камер сгорания. – М: Машиностроение, 1964. – 305 с.
9. Бартльме Ф. Газодинамика горения: пер с нем. – М.: Энергоиздат, 1981. – 280 с.
10. Инженерный метод расчета температурного режима жаротрубных котлов с тупиковой топкой / М.Л. Герман, В.А. Бородуля, Е.Ф. Ноготов, Г.И. Пальченко // Тепломассообмен ММФ-2000: IV Минский междунар. форум, Минск, 22–26 мая 2000 г. – В 11 т. – Минск, 2000. – Т. 2. – С. 21–30.

11. Верес А.А., Сапунов О.Г. О расчете теплообмена в топках жаротрубных паровых и водогрейных котлов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2011. – № 5. – С. 58–60.
12. Вулис Л.А., Ярин Л.П. Аэродинамика факела – Л.: Изд-во «Энергия», 1978. – 216 с.

Поступила 22.04.2014 г.